

This Page Is Inserted by IFW Operations  
and is not a part of the Official Record

## **BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

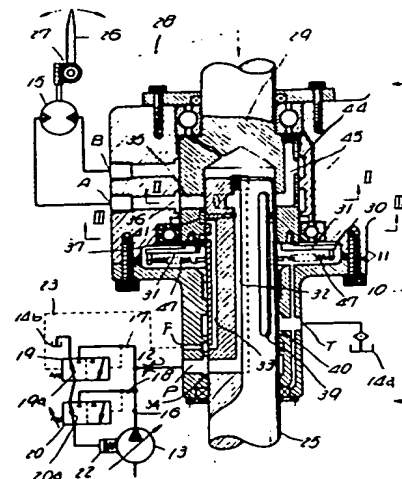
**As rescanning documents *will not* correct images,  
please do not report the images to the  
Image Problems Mailbox.**

**(54) POWER STEERING DEVICE**

(11) 55-11907 (A) (43) 28.1.1980 (19) JP  
 (21) Appl. No. 53-83290 (22) 7.7.1978  
 (71) DAIKIN KOGYO K.K. (72) MASAOKI SUHARA  
 (51) Int. Cl.<sup>3</sup> B63H25/30, B62D5/06

**PURPOSE:** To reduce the power loss of a power steering device for a ship or the like by reducing the insensitive zone in a steering servo guide valve to thereby improve the steering accuracy and restricting the discharge of a pump to a minimum limit.

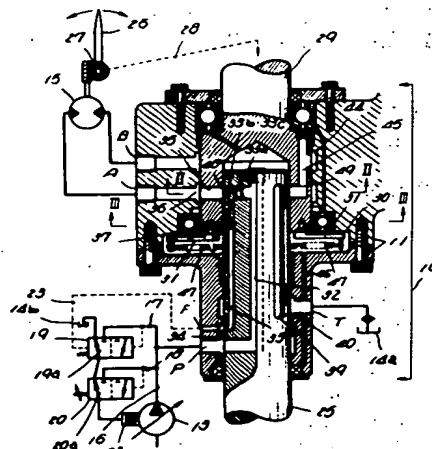
**CONSTITUTION:** A throttle valve 12 and a center pressure port block type servo guide valve 10 are interposed between a variable capacity pump 13 and an actuator 15 in a power steering device. A branch line 17 branched from the upstream side of the valve 12 is connected through a normally closed pressure control valve 19 to the discharge control cylinder 22 of the pump 13. The vent passage 23 of the valve 19 is connected to a load feedback passage 33 formed in the valve 10. There is formed a changeover unit 25 which connects the passage 33 to a tank 14a when the valve 10 is at neutral position and connects it to the downstream side of the valve 12 when the valve 10 is connected except at the neutral position, in the valve 10.

**(54) POWER STEERING DEVICE**

(11) 55-11908 (A) (43) 28.1.1980 (19) JP  
 (21) Appl. No. 53-83291 (22) 7.7.1978  
 (71) DAIKIN KOGYO K.K. (72) MASAOKI SUHARA  
 (51) Int. Cl.<sup>3</sup> B63H25/30, B62D5/06

**PURPOSE:** To reduce the power loss of a power steering device for a ship or the like by reducing the insensitive zone in a steering servo guide valve to thereby improve the steering accuracy and to reduce the steering shock, and restricting the discharge of a pump to a minimum limit.

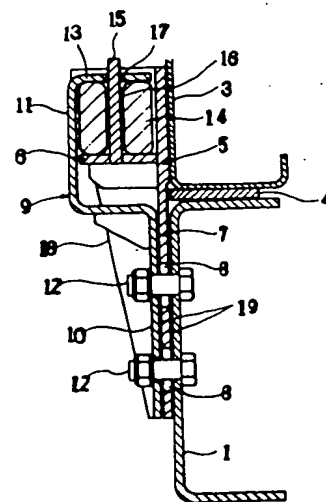
**CONSTITUTION:** A variable capacity pump 13 is connected through a center pressure port block type servo guide valve 10 forming a variable orifice 48 for controlling oil flow rate to an actuator 15. A branch line 17 branched from the upstream side of the orifice 48 is connected through a normally closed pressure control valve 19 to the discharge control cylinder 22 of the pump 13. The vent passage 23 of the valve 19 is connected to a load feedback passage 33 formed in the valve 10. There is formed a changeover unit 25 which connects the passage 33 to a tank 14a when the valve 10 is at neutral position and connects it to the downstream side of the orifice 48 when the valve 10 is connected except at the neutral position, in the valve 10.

**(54) CLAMPING DEVICE FOR TANK OF TANK LORRY**

(11) 55-11909 (A) (43) 28.1.1980 (19) JP  
 (21) Appl. No. 53-83292 (22) 7.7.1978  
 (71) SHINMEIWA KOGYO K.K. (72) TAKEO HENMI  
 (51) Int. Cl.<sup>3</sup> B60P3/22, B65D88/22, B65D90/12

**PURPOSE:** To prevent the looseness and damage of the coupling portion in a device for clamping the tank of a tank lorry by interposing a cushion between the main beam of the tank and a chassis frame to thereby absorb the impact twisting and deforming strength from the chassis frame side.

**CONSTITUTION:** A cushion plate 4 such as rubber or the like is interposed between a chassis frame 1 and a main frame 3 of high rigidity under a tank body. A seat 13 facing with a seat 6 is formed at the upper end of a seat portion 11. An elastic member 14 of rubber or the like is inserted between the seats 6 and 13. A frictional plate 19 is interposed among the mounting portion 10 of a connector 9, the extension 7 of a connector 5, and the frame 1 to operate them substantially in the same extent within a range for not adversely affecting the tank when a slight vibration at the chassis frame 1 side occurs when a tank lorry runs in normal manner.



⑨ 日本国特許庁 (JP)

⑩ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報 (A)

昭55-11907

⑪ Int. Cl.<sup>1</sup>  
B 63 H 25/30  
B 62 D 5/06

識別記号

庁内整理番号  
7374-3D  
7191-3D

⑬ 公開 昭和55年(1980)1月28日

発明の数 1  
審査請求 未請求

(全 6 頁)

⑭ パワーステアリング

① 特 願 昭53-83290  
② 出 願 昭53(1978)7月7日  
⑦ 発 明 者 須原正明

豊中市千里園2丁目2-28  
④ 出 願 人 ダイキン工業株式会社  
大阪市北区梅田一丁目12番39号  
新阪急ビル  
⑥ 代 理 人 弁理士 藤原忠治

明 細 書

1. 発明の名称

パワーステアリング

2. 特許請求の範囲

可変ポンプ⑬とアクチュエータ⑭との間に絞り弁⑮とセンタープレッシュポートブロック形のサーボ案内弁⑯とを介設すると共に、前記絞り弁⑮の前位から分岐した分岐ライン⑰をノーマルクロス形の圧力制御弁⑱を介して前記可変ポンプ⑬における吐出量制御シリンダ⑲に連結する一方、前記圧力制御弁⑱のベント路⑳を前記サーボ案内弁⑯内に形成した負荷フィードバック通路㉑に接続し、該負荷フィードバック通路㉑を、前記サーボ案内弁⑯が中立位置のときタンク(14a)に、同サーボ案内弁⑯を中立位置以外に切換えたとき前記絞り弁⑮の前位に接する如き切換装置を該サーボ案内弁⑯に形成したことを特徴とするパワーステアリング。

2. 発明の詳細な説明

本発明は例えば船舶用などのパワーステアリン

グに関し、操舵用サーボ案内弁における不感帯を小さくして操舵精度を向上させると共に、ポンプ吐出量を必要最小限に抑えて動力損失を小さくしたことを特徴とするものである。

流体圧力を出力源とするパワーステアリングとして、従来より図の如き構造のものが提供されているが、下記の如く操舵用のサーボ案内弁における不感帯が大きく、また動力損失が大きいなどの問題があった。即ち、より図に示すパワーステアリング用流体回路は、操舵用の出力モード(1)を接続したサーボ案内弁(2)の中立位置にプレッシュポートバイパス路(3)を形成し、前記出力モード(1)を停止させると、ポンプ(4)から吐出される流体の全量を前記バイパス路(3)を介してタンク(5a)に戻して、不必要な圧力が発生するのを防止する如くしているが、前記バイパス路(3)の形成によって、前記サーボ案内弁(2)は中立シンボルと左右のシンボルとの間の不感帯が大きくなる。つまり、前記バイパス路(3)の断面積はポンプ(4)の全吐出量を通過させるに足る大きさを備えなければならぬ

から、ハンドル(6)の操作で前記バイパス路(3)を閉じて左右のシンボルに切替わるまでの間、出力モータ(1)は全然作動せず不感状態に置かれるのである。

さらに、この種パワーステアリングを装備する船舶或いは車輛は、その動力源としてエンジンを使用しており、該エンジンは走行速度の制御のため頻りに変速作用が加えられるが、斯る変速作用によって、前記エンジンを動力源とするポンプ(4)の吐出量が必然的に変化する。そこで、サーボ案内弁(2)を切換えて出力モータ(1)を作動させているとき、絞り弁(7)の前位の差圧を圧力制御弁(8)によって一定に制御して、エンジンの変速が出力モータ(1)に干渉しないよう配慮を施している。しかし、前記絞り弁(7)の前位に生ずる余剰流体はタンク(5b)に分流されるので、エンジンの回転速度を大きくするほどタンク(5b)への分流流体の発生量も大きくなる欠点があった。

本発明は上記の点に鑑み圧力制御弁のベント路をサーボ案内弁で開閉して、中立時にアンロード

特開昭55-11907(2)

弁として使用し得る如くすることにより、サーボ案内弁における不感帯を小さくする一方、作動時は前記圧力制御弁によって絞り弁の前位の余剰流体を必要最小限に抑える如くポンプ吐出量の制御機能をもたせたものである。

以下本発明の実施例を図面に基づき説明する。

第1図における立体的な断面部分はサーボ案内弁(2)に相当する。該サーボ案内弁(2)はその弁ブロック(9)に4個のメインポート(7)(7)(A)(B)と、1個のフィードバックポート(7)とを形成し、そのうちのBポート(7)に絞り弁(7)を介して可変ポンプ(3)を、またAポート(7)にタンク(14a)を、またAポート(A)とBポート(B)とに出力モータ(4)をそれぞれ連結している。さらに、前記可変ポンプ(3)と絞り弁(7)との間の主路ライン(10)から2本の分流ライン(10b)を並列状に分岐し、これら分流ライン(10b)にそれぞれBポート形の圧力制御弁(8)をノーマルクローズ状に接続すると共に、これら圧力制御弁(8)におけるオープン通路(19a)(20a)を介して、前記可変ポンプ(3)における吐出量制御シリンダ(3c)とタンク(14b)とを連通し、一側の圧力制御弁(8)のベント路(8d)を前記サーボ案内弁(2)におけるフィードバックポート(7)に接続している。

一方、前記サーボ案内弁(2)は、弁ブロック(9)内に、ハンドル(図示せず)に連結するスピンドル(11)と、前記出力モータ(4)によって操作される方向舵(12)の舵軸(12a)に出力フィードバック機構(13)を介して連結したスリーブ(13a)とをそれぞれ回転自在に設置し、該弁ブロック(9)内に形成した密閉室内において、前記スリーブ(13a)に固定したブラケット(13b)と前記スピンドル(11)とをスプリング(13c)を介して係合している。また、前記スピンドル(11)の内部に2つの通路(11a)を形成し、一側の主通路(11a)の一端を輪(11b)を介してBポート(7)に、同通路(11a)の他端をスリーブ(13a)に形成した連通路(11c)及び輪(11b)を介してAポート(A)にそれぞれ連結すると共に、他側の負荷フィードバック通路(11d)の一端を前記フィードバックポート(7)に、同通路(11d)の他端を前記スリーブ(13a)に形成した連通路(11e)を介して密閉室内にそれぞれ連結している。さらに、前記スピンドル(11)の周面

にはその軸方向に細長い溝(11f)を形成し、該溝(11f)の一端を輪(11b)を介してタンクポート(7)に連通せしめている。さらにまた、第8図の1及び2に示す如くスリーブ(13a)の内面に連通路(13d)を隔てて2個の小さい密閉室を形成し、スピンドル(11)内に穿設した通路(11e)を介してこれら密閉室が常に主通路(11a)に連通する如くしている。一方、Bポート(7)は輪(11b)を介してスリーブ(13a)に形成した通路(11c)の一端に連通している。

本発明は上記の如く構成するものにして、以下作用を説明する。

第2図の1の如く、スピンドル(11)が中立位置にあるとき、ポンプ(3)に繋がる主通路(10)、タンク(14)に繋がる溝(11f)、出力モータ(4)に繋がる通路(11c)各相互間はそれぞれ封鎖され、一方、第8図の1の如く負荷フィードバック通路(11d)は連通路(11e)に連通し、該連通路(11e)は第1図に示す如く密閉室、通路(11e)を介してタンク(14a)に連通する。斯る状態は第1図における主通路(10)の末端が閉鎖され、ベント路(8d)の末端が負荷フィードバック通路(11d)を介してタンク

(14\*)に開放する状態である。そこで、斯る状態で可変ポンプ13を駆動すると、該ポンプ13から吐出される全流体は一侧の圧力制御弁19を押し開き且つ他側の圧力制御弁19におけるオープン通路(20\*)を介して吐出量制御シリンダ21に接入し、ポンプ13の吐出量を減少させる。一侧の圧力制御弁19の制御値は大体  $6 \text{ kg/cm}^2$  前後に設定され、他側の圧力制御弁19は安全弁として  $100 \text{ kg/cm}^2$  以上に設定されるので、この場合、可変ポンプ13は吐出量を零に、また圧力を  $6 \text{ kg/cm}^2$  前後に制御する。要するに船舶或いは車輛が、直進中の動力損失を以上の数値に抑えるものである。

その後、オ2図の1において、スピンドル4をハンドルによって時計方向に所定角度回転させると、オ2図の2に示す如く主通路4は連通路4を介してAポート(A)に連通し、他側の連通路4は側路4に連通する。このため、オ1図においてスピンドル4内の主通路4はAポート(A)を介して出力モータ4に連通し、該モータ4の戻りラインはBポート(B)、輪筒40、連通路40、側路40、輪筒40、2ポ

ート40を介してタンク(14\*)に連通する。しかも、前記のスピンドル4の操作によって、同時にオ8図の1はオ8図の2の状態に切り替わるから、負荷フィードバックライン40が閉鎖、通路40を介して主通路4に繋がれ、結果としてオ1図の圧力制御弁19は図示の状態に復帰する。このため、可変ポンプ13から吐出される流体は主通路4を介して出力モータ4に供給され、該モータによって方向舵40を回転し始め、同時に主通路4内に発生する負荷圧は、オ8図の2に示す如く通路40、閉鎖を介して負荷圧フィードバック通路40に伝わり、オ1図においてベント路40を介して圧力制御弁19の背圧室に作用する。この結果、絞り弁19の流量制限によって発生した余剰流体によって圧力制御弁19は再び切り換えられ、該余剰流体は吐出量制御シリンダ21に誘導し、絞り弁19の前後の差圧を一定に保持する上で、余剰流体が生じないようにポンプ13の吐出量を制御する。要するに可変ポンプ13の回転数がエンジンの速度作用の干渉を受けたとしても方向舵40はエンジンの干渉を受けることなく操

作される訳である。

また、前記の如く出力モータ4によって方向舵40が回転し始めると、該方向舵40の回転運動は出力フィードバック機構40を介してスリーブ40に伝達される。このため、オ2図の2及びオ8図の2においてスリーブ40は時計方向に追従し、オ2図の2では各通路40の閉鎖を閉鎖し、オ8図の2では負荷フィードバック通路40が連通路40に連通する。結果としてスピンドル4の操作角に対して方向舵40の回転角が対応し、一方、再び圧力制御弁19のアノード制御によってポンプ13の吐出量は零、圧力は  $6 \text{ kg/cm}^2$  前後に抑えられる。この場合、仮りにスピンドル4の操作角度とスリーブ40の追従角度との間に偏差が生じたとすると、偏差分だけスプリング40に張力が作用しているので、ハンドルを解放すると、前記のスプリング40の力によってスピンドル4とスプール40との偏差は自動的に修正される。

以上説明とは対称的にスピンドル4を反時計方向に操作すると、前記とは対称的な作用をもって

方向舵40を反対方向に回転することができる。方向舵40を操作中、出力モータ4の負荷が所定値以上になると、他側の圧力制御弁19が切り変わり、ポンプ吐出量を零にしてポンプ吐出圧の上限値を所定値以下に抑えることができる。

なお、オ1図の実施例は、一侧の圧力制御弁19がアンロード弁と圧力補償弁との機能を有し、他側の圧力制御弁19がリリーフ弁専用の機能を有するが、オ4図はパイロット弁40を具備する1個の圧力制御弁19のみでもって、アンロード弁、圧力補償弁、リリーフ弁の各機能を兼ねる如くしたものである。また、オ1図のサーボ案内弁40はロータリ式であるが、これを直動形にしてもよいのは勿論である。但し、オ4図においてオ1図にないオ8図と同一符号で示した部分の構成は、これら図面における同一符号と同一構造であるので、詳しい説明は省略する。さらに、出力フィードバック機構40はメカニカルなもの或いは電気的なものいずれであってもよい。さらにまた、オ4図の実施例は圧力制御弁19のベント路40をタンク(14\*)

と絞り弁10の弁位とに切換える弁10をサーボ室内弁10と別に構成しているが、該弁10をサーボ室内弁10に一体的に組み込んでよいし、両弁10を電氣的に連通するごとくしてもよいのは勿論である。

叙上の如く本発明は、絞り弁10の前後の差圧を一定に制御する圧力制御弁10のベント路10を、出力モータ10の方向を制御するサーボ室内弁10内に形成した負荷フィードバック通路10に接続し、該負荷フィードバック通路10を、前記サーボ室内弁10が中立位置のときタンク(14)に、同サーボ室内弁10を中立位置以外に切換えたとき前記絞り弁10の弁位に随うる如き切換装置を該サーボ室内弁10に形成して、換能停止中は圧力制御弁10をアンロード弁として作動させて余分の圧力の発生を防止し、換能中は該圧力制御弁10が自動的に圧力補償弁として切換わる如くしたものである。要するにサーボ室内弁10は中立シンボルを別のシンボルに切換えるに、同時にタンク(14)に懸っている負荷フィードバック通路10を絞り弁10の弁位に切換えればよく、該負荷フィードバック通路10の

#### 特開昭55-11907(4)

断面積は、オ5図におけるポンプ14の全吐出量を処理するプレッシャポートパイパス路(3)の断面積に比べてはるかに小さいから、それだけ前記サーボ室内弁10を中立シンボルから別のシンボルに切換える際の不感帯が小さい。従って、ハンドル操作量と方向舵の運動量との偏差を小さくでき、結果として操舵精度が向上する。

また、前記圧力制御弁10はその二次側を可変ポンプ10における吐出量制御シリンダ10に連結して、前記ポンプ10から余分の吐出量が生じないようにしたから、それだけ液量面での動力損失を小さくできる。

以上の結果、本発明は、換能停止中は低圧でフェーリングさせてポンプ10の吐出量を零に制御して、圧力と流量との積を最小値に制御し、換能中は負荷に対応した圧力と要求量に対応した流量値をもってポンプを制御する結果、パワステアリングの省動力があると共に、サーボ室内弁の不感帯を小さくして操舵精度の向上をも発揮できる。

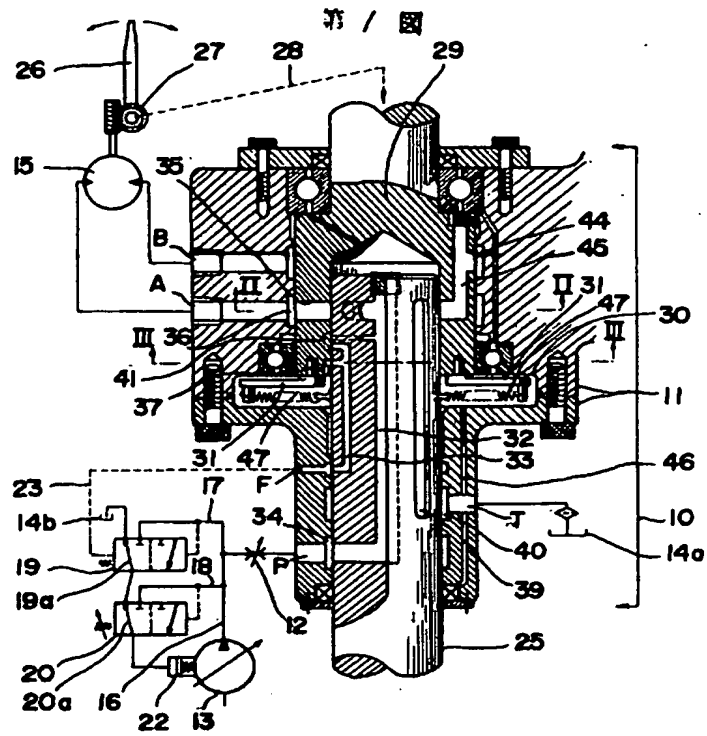
#### 4. 図面の簡単な説明

オ1図は本発明の実施例を示す断面回路図、オ2図の1及びオ2図の2は前図のII-II線視における作用対比図、オ3図の1及びオ3図の2はオ1図のIII-III線視における作用対比図、オ4図は他の実施例の説明図、オ5図は従来例の説明図である。

- 10…サーボ室内弁
- 10…絞り弁
- 10…出力モータ
- 10…分路ライン
- 10…圧力制御弁
- 10…吐出量制御シリンダ
- 10…ベント路
- 10…出力フィードバック機構
- 10…負荷フィードバック通路

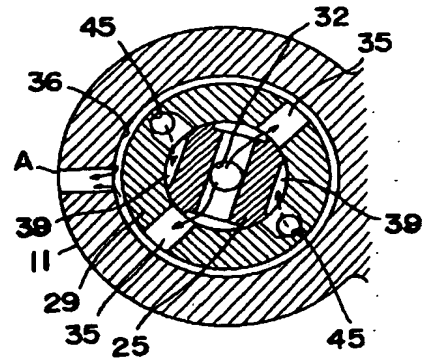
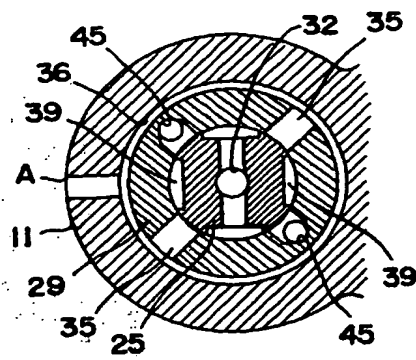
出願人     ダイキン工業株式会社

代理人     藤   原   忠   治



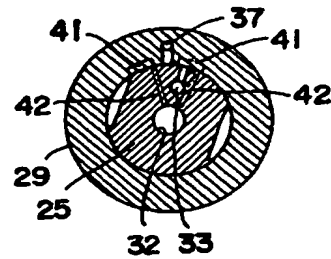
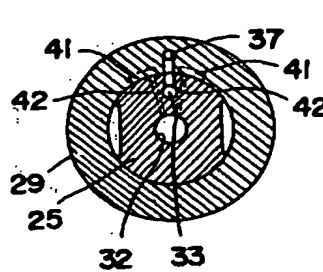
第2図の1

第2図の2

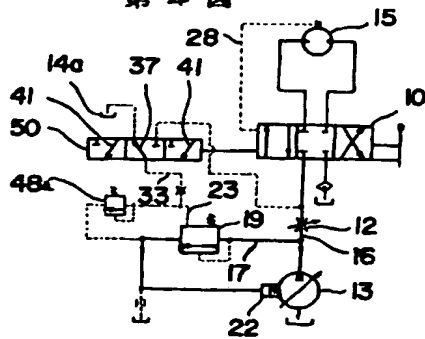


第3図の1

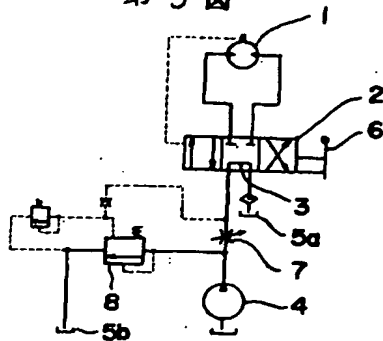
第3図の2



第 4 図



第 5 図



特 許 第 55-11907(6)  
手 続 補 正 書 (自 発)

昭和 58 年 8 月 8 日

特 許 庁 長 官 館 谷 孝 二 殿

1. 事 件 の 表 示

昭和 58 年 特 許 第 88290 号

2. 発 明 の 名 称

パワーステアリング

3. 補正をする者

事件との関係 出 願 人

住 所 (居所) 大阪市北区鶴田 1 丁目 2 番 1 号

氏 名 (名称) 新阪急ビル

(285) アイケン工業株式会社

代表者 山 田 勉

4. 代 理 人

住 所 〒542 大阪市南区大宝寺西之町 21 番地

第三大京ビル 451 号室

氏 名 (6227) 弁護士 藤 原 忠 治

5. 補正命令の日付

昭和 年 月 日

6. 補正の対象

- 明細書中、発明の詳細な説明の欄。
- 図 面

7. 補正の内容

- (1) 明細書 5 頁 14 行目の「…他端を」に続いて「スピンドル 40 を回転することによって」を挿入する。
- (2) 同 5 頁 16 行目の「て A ポート (A) に」に続いて「また通路 40 及び輪 40 を介して B ポート (B) に」を挿入する。
- (3) 本 1 図を別紙の如く訂正する。

第 1 図

